

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Řetězový dopravník

Chain Conveyor

**Student:** Bc. Pavel Hornák

**Vedoucí diplomové práce** Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Ostrava 2017

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Horňák**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**  
Specializace: **35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem**  
Téma: **Řetězový dopravník  
Chain Conveyor**  
Jazyk vypracování: **čeština**

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte řetězový dopravník s podáváním materiálu v dolní pracovní větvi pro níže zadané parametry.  
Horizontální vzdálenost os řetězových bubnů  $L = 42$  m,  
vertikální vzdálenost os řetězových bubnů  $H = 10$  m,  
délka vodorovné části  $L_1 = 17$  m.  
Dopravovaný materiál štěpka o sypné hmotnosti  $380 \text{ kg/m}^3$ ,  
max. kusovitost zrna štěpky  $d_{\text{max}} = 100$  mm,  
dopravní výkon  $80 \text{ t/hod.}$ ,  
rychlost řetězového pásma max.  $0,5 \text{ m/s}$ .

### Vypracujte:

- 1) analýzu současného stavu technických řešení dopravy štěpky prostřednictvím plynule pracujících dopravních zařízení.
- 2) potřebné kapacitní, technologické výpočty a pevnostní výpočty stěžejních částí dopravníku. Stanovte obvodovou sílu na řetězovém bubnu a určete celkový odpor proti pohybu a potřebný příkon hnacího motoru.
- 3) kontrolní výpočet průběhu tahových sil v tažném prvku graficko-početní metodou.
- 4) kontrolu poháněcího motoru na rozběh, kontrolu brzdy a určete velikost potřebné napínací síly.
- 5) sestavný výkres řetězového dopravníku s ohledem na zadané parametry.
- 6) výkresovou dokumentaci sestavy poháněcí stanice.
- 7) výkresovou dokumentaci sestavy vratné a napínací stanice.
- 8) zhodnocení stavu navrženého řešení a hlavních dosažených výsledků s ohledem na volenou variantu řešení.

### Seznam doporučené odborné literatury:

Pešat, Z.: Manipulace s materiálem v hutích I. Ostrava 1992. ISBN 80-7078-107-6.  
Polák, J., Bailotti, K., Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava 2003. ISBN 80-248-0493-X.  
Jasaň, V.: Teória dopravných a manipulačných zariadení. ALFA Bratislava 1983.  
Jasaň, V.: Teória a stavba dopravníkov. ALFA Bratislava 1984.  
Dražan, F., Kupka, L. a kol.: Transportní zařízení. SNTL Praha 1966.  
Firemní literatura, katalogové listy.  
Platné normy třídy 26 - ZAŘÍZENÍ DOPRAVNÍ A PRO MANIPULACI S MATERIÁLEM.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



---

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
vedoucí katedry



---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



#### Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15. 5. 2017

  
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- Byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠBTUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- Bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užít dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě 15. 5. 2017



.....  
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Pavel Hornák

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Ostrožská 298, 698 01

Veselí nad Moravou

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HORŇÁK, P. *Řetězový dopravník*: diplomová práce. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2017, 47 s. Vedoucí: Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením řetězového dopravníku pro přepravu dřevní štěpky. Práce zahrnuje analýzu současného stavu techniky v oblasti dopravy dřevní štěpky plynule pracujícím zařízením. Obsahuje kapacitní, technologické výpočty a pevnostní výpočty stěžejních částí dopravníku. Především výpočet odporových sil určujících obvodovou sílu na řetězovém bubnu a výpočet potřebného příkonu pro návrh pohonu. Výpočet těchto sil je kontrolován graficko-početní metodou. Dále je provedena kontrola na rozběh pohonu, kontrola brzdy a stanovení potřebné napínací síly. Tato práce je založena na skutečné aplikaci, která byla v provozu v teplárně Loučovice a.s. Součástí práce je také výkresová dokumentace sestavy poháněcí stanice, vratné a napínací stanice a celkové sestavy zahrnující podpěrnou konstrukci žlabu a konstrukci sloužící k údržbě žlabu.

Klíčová slova: Řetězový dopravník, dopravní řetězy, přeprava štěpky, kontinuální doprava

## ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

HORNAK, P. *Chain Conveyor*: a diploma thesis. Ostrava: VSB-Technical university of Ostrava, Faculty of Engineering, The Institute of Transport, 2017, 47 p. Supervisor: Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

This diploma thesis deals with design-projection solution of chain conveyor for transport woodchips. The thesis includes analyzation of present condition technical devices in the field of transport of woodchips. The work contains capacitive, technology calculations and strength calculations of main parts of conveyor. Primarily calculations of resistance forces which are determining a peripheral force on chain drum and calculations of required power consumption for design of the drive. The calculation of these forces has been controlled by graphical numerical method. In addition, a check was made of start the engine, check the brake and determine the necessary tensioning force. This work is based on the actual application, which was in operation in the heating plant Loučovice a.s. Part of the thesis is also drawing documentation of the assembly of the drive station, return and tensioning station and overall assemblies including the supporting structure of the trough and the structure used for maintenance of the trough.

Key words: Chain conveyor, conveyor chains, wood chip conveying, continuous transport

## Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Jednotka	Popis
$B$	[m]	šířka žlabu
$C_{ps}$	[N]	základní dynamická únosnost ložisek poháněcí stanice
$C_{vs}$	[N]	základní dynamická únosnost ložisek vratné stanice
$F$	[N]	celkový odpor k překonání
$F_1$	[N]	celkový odpor v prvním úseku
$F_{11}$	[N]	odpor od tření materiálu o žlab v prvním úseku
$F_{12}$	[N]	odpor od odvalování kladek po dně žlabu v prvním úseku
$F_{13}$	[N]	odpor od tření materiálu o stěny žlabu v prvním úseku
$F_{21}$	[N]	odpor od tření materiálu po dně žlabu ve druhém úseku
$F_{22}$	[N]	odpor od odvalování kladek po dně žlabu ve druhém úseku
$F_{23}$	[N]	odpor od tření materiálu o stěny žlabu ve druhém úseku
$F_{24}$	[N]	odpor od zvedání materiálu
$F_{25}$	[N]	odpor od zvedání řetězového pásma
$F_2$	[N]	celkový odpor ve druhém úseku
$F_{TM}$	[N]	odpor při trhání materiálu
$F_d$	[N]	celkový dynamický odpor
$F_e$	[N]	efektivní Jansenova síla
$F_s$	[N]	celkový statický odpor
$F_t$	[N]	tah v řetězu
$F_{\tilde{r}}$	[N]	síla určující druh řetězu

$H$	[m]	vertikální vzdálenost
$J_2$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti od posuvných hmot na hřídel motoru
$J_{2r}$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti od posuvných hmot na hřídel motoru
$J_m$	[kg · m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti motoru
$L_1$	[m]	délka vodorovného úseku dopravníku
$L_2$	[m]	vzdálenost šikmého úseku
$L_{2H}$	[m]	horizontální vzdálenost šikmého úseku
$L_{10_{ps}}$	[mil. ot]	základní trvanlivost ložisek poháněcí stanice
$L_{10_{vs}}$	[mil. ot]	základní trvanlivost ložisek vratné stanice
$L_{10h_{ps}}$	[h]	základní trvanlivost ložisek poháněcí stanice v hodinách
$L_{10h_{vs}}$	[h]	základní trvanlivost ložisek vratné stanice v hodinách
$M_b$	[N · m]	brzdový moment zvolené brzdy
$M_i$	[N · m]	inertní moment
$M_k$	[N · m]	krouticí moment
$M_{kv}$	[N · m]	krouticí moment na hřídeli vratné stanice
$M_{max}$	[N · m]	maximální moment motoru
$M_n$	[N · m]	jmenovitý moment elektromotoru
$M_o$	[N · m]	ohybový moment
$M_{st}$	[N · m]	statické momenty redukovány na hřídel motoru
$M_z$	[N · m]	záběrový moment na hřídeli elektromotoru
$P$	[m]	stoupání závitu



$P_m$	[kW]	výkon zvoleného elektromotoru
$P_v$	[kW]	vypočtený výkon
$Q$	[t · h <sup>-1</sup> ]	gravitační zrychlení
$R_e$	[m]	hydraulický poloměr
$R_{rk}$	[m]	poloměr roztečné kružnice
$S$	[m <sup>2</sup> ]	dopravní průřez
$T$	[N]	obvodová síla
$T_0$	[N]	síla pro bod 0 graficko-početní metody
$T_1$	[N]	síla pro bod 1 graficko-početní metody
$T_2$	[N]	síla pro bod 2 graficko-početní metody
$T_3$	[N]	síla pro bod 3 graficko-početní metody
$T_4$	[N]	síla pro bod 4 graficko-početní metody
$T_5$	[N]	síla pro bod 5 graficko-početní metody
$T_z$	[N]	napínací síla
$W_o$	[m <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu
$W_k$	[m <sup>3</sup> ]	modul průřezu v krutu
$a$	[m]	rozměr násypného otvoru
$b$	[m]	rozměr násypného otvoru
$c$	[-]	opravný součinitel
$b_1$	[m]	šířka pera na hřídeli vratné stanice
$b_2$	[m]	šířka pera na hřídeli poháněcí stanice
$d_{1o}$	[m]	vypočtený průměr hřídele podle ohybového namáhání

$d_{1k}$	[m]	vypočtený průměr hřídele podle namáhání krutem
$d_2$	[m]	střední průměr závitu
$d_{2k}$	[m]	vypočtený průměr hřídele podle namáhání krutem
$d_3$	[m]	vnitřní průměr závitu
$d_{\tilde{c}}$	[m]	průměr čepu kladky řetězu
$d_k$	[m]	průměr kladky řetězu
$d_{ps}$	[m]	volený průměr hřídele poháněcí stanice
$d_{rk}$	[m]	průměr roztečné kružnice
$d_{vs}$	[m]	volený průměr hřídele vratné stanice
$e$	[m]	rameno valivého tření ocel na ocel
$f_{\tilde{c}}$	[-]	čepové tření
$f_w$	[-]	součinitel vnitřního tření dopravovaného materiálu
$g$	[m · s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení
$h$	[m]	výška průřezu dopravovaného materiálu
$i$	[-]	vypočtený převodový poměr
$i_p$	[-]	převodový poměr zvolené převodovky
$k$	[-]	koefficient sypnosti
$k_b$	[-]	koefficient bezpečnosti řetězu dle výrobce
$k_{\tilde{r}}$	[-]	součinitel počtu řetězů
$k_{\varphi}$	[-]	součinitel zaplnění průřezu
$l$	[m]	vzdálenost mezi osou řetězového kola a osou ložiskového domku

$l_1$	[m]	délka pera na hřideli vratné stanice
$l_2$	[m]	délka pera na hřideli poháněcí stanice
$l_3$	[m]	délka pera v duté hřideli převodovky
$m_Q$	[kg · m <sup>-1</sup> ]	měrná hmotnost dopravovaného materiálu
$m_{hř}$	[kg]	hmotnost hřeblo
$m_{ř}$	[kg · m <sup>-1</sup> ]	měrná hmotnost řetězu
$m_{řp}$	[kg · m <sup>-1</sup> ]	měrná hmotnost řetězového pásma
$n_2$	[s <sup>-1</sup> ]	otáčky řetězového kola
$n_{2sk}$	[s <sup>-1</sup> ]	skutečné otáčky řetězového kola
$n_m$	[s <sup>-1</sup> ]	otáčky motoru
$p$	[m]	rozteč řetězu
$p_{exp}$	[-]	exponent rovnice trvanlivosti ložiska
$q_m$	[N · m <sup>-1</sup> ]	měrná tíha materiálu
$t$	[m]	rozteč mezi hřebly
$t_1$	[m]	hloubka drážky pera na hřideli vratné stanice
$t_2$	[m]	hloubka drážky pera na hřideli poháněcí stanice
$t_b$	[s]	doba brždění
$v$	[m · s <sup>-1</sup> ]	rychlost dopravníku
$v_{sk}$	[m · s <sup>-1</sup> ]	skutečná rychlost dopravníku
$w$	[-]	redukovaný součinitel tření
$z$	[-]	počet zubů řetězového kola

$\alpha$	[°]	úhel sklonu šikmého úseku
$\beta$	[-]	zvolená bezpečnost brzdy
$\varphi$	[°]	úhel vnitřního tření dopravovaného materiálu
$\varphi'$	[°]	úhel stoupání závitu
$\eta$	[-]	zvolená účinnost
$\eta_c$	[-]	účinnost převodového motoru
$\mu$	[-]	součinitel tření ocel na ocel
$\mu_m$	[-]	součinitel tření dřevo na ocel
$\rho$	[kg · m <sup>-3</sup> ]	hustota dopravovaného materiálu
$\sigma_{dov}$	[MPa]	dovolené otláčení pera na hřídeli vratné stanice
$\sigma_o$	[MPa]	ohybové napětí
$\sigma_{oD}$	[MPa]	zvolené dovolené namáhání na ohyb
$\sigma_{ps}$	[MPa]	otlačení pera na hřídeli poháněcí stanice
$\sigma_t$	[MPa]	namáhání tahem na závitové tyči
$\sigma_{vs}$	[MPa]	otlačení pera na hřídeli vratné stanice
$\tau_0$	[Pa]	počáteční soudržné napětí
$\tau_{dov}$	[MPa]	dovolené namáhání ve smyku pera na hřídeli vratné stanice
$\tau_{ps}$	[MPa]	namáhání ve smyku pera na hřídeli poháněcí stanice
$\tau_k$	[MPa]	napětí v krutu
$\tau_{kD}$	[MPa]	zvolené dovolené namáhání na krut
$\tau_{kš}$	[MPa]	namáhání krutem na závitové tyči

$\tau_{\text{vs}}$	[MPa]	namáhání ve smyku pera na hřídeli vratné stanice
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	úhlové zrychlení

## Obsah

1. Úvod .....	15
1.1 Plynulý způsob dopravy .....	17
1.2 Volba způsobu dopravy .....	20
2. Praktická část .....	22
2.1 Stanovení výchozích parametrů .....	22
2.2 Výpočet odporů pro vodorovný úsek tratě .....	23
2.3 Výpočet pro šikmý úsek .....	24
2.4 Výpočet dynamické síly .....	25
2.5 Odpor od trhání materiálu.....	25
2.6 Volba řetězu.....	26
2.7 Graficko-početní metoda .....	28
2.8 Kontrola vypočtené tažné síly s graficko-početní metodou .....	31
2.9 Výpočet výkonu, volba pohonu a převodovky .....	32
2.10 Kontrola pohonu na rozběh .....	34
2.11 Určení brzdy .....	35
2.12 Pevnostní výpočty .....	355
3. Závěr.....	42
4. Literatura.....	44
5. Seznam příloh .....	47

## 1. Úvod

Dřevěná štěpka (viz obr. 1) je obvykle vyráběna z odpadu při lesní těžbě, dřevozpracovatelských provozech nebo ze speciálních energetických dřevin. Jedná se o tuhou část dřevní biomasy. Je výhodnou variantou pro získávání ekologičtější a levnější tepelné nebo elektrické energie. Svou výhřevností lze srovnat s hnědým uhlím. Dřevní štěpku lze rozlišit na tři druhy. Prvním je zelená štěpka, která se skládá z odpadu z lesní těžby. Zahrnuje větve, jehličí a listí. Další je hnědá štěpka, obsahující zbytky po zpracovávání surového materiálu na pile. Jedná se především o kůru. Posledním je bílá štěpka, která je zobrazena na Obr. 1. Může se jednat o zbytky z truhlářských podniků, pilařské výroby apod.



Obr. 1 Ukázka dřevěné štěpky [1]

Způsoby dopravy jsou závislé především na dopravním výkonu a vzdálenosti mezi objekty dopravy. Lze použít cyklický způsob dopravy. Jedná se o způsob dopravy, který vyžaduje menší investiční náklady, lépe se přizpůsobuje při změnách, dopravní prostředek lze využít pro více druhů materiálů. Nevýhodou jsou vyšší nároky na organizaci. Pro tento způsob dopravy se používají v rámci dopravy dřevní štěpky nákladní vozidla (viz Obr. 2 a Obr. 3), vlaky (viz Obr. 5) nebo i lodní dopravu (viz Obr. 4) na větší vzdálenosti a s přístupem k vodní trase.



Obr. 2 Příklad dopravy štěpky z volně ložené skládky pomocí bagru [2]

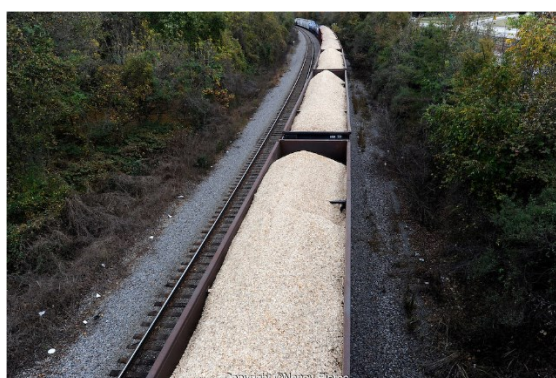


Obr. 3 Příklad dopravy štěrky nákladním vozidlem [3]

Pro vnitropodnikovou dopravu se obvykle využívá kontinuální způsob dopravy. Dopravníků se užívá například pro přemístění štěrky z místa vykládky do skladu nebo při zásobování speciálního spalovacího kotle. K dopravě štěrky lze využít většinu konvenčních způsobů dopravy sypkých materiálů. Od jiných dopravovaných materiálů se nejvíce liší svou nízkou hustotou (asi  $380 \text{ kg/m}^3$ ) a také granulometrií (velikost zrna dle zadání až 100 mm).



Obr. 4 Příklad dopravy štěrky pomocí lodní dopravy [4]



Obr. 5 Příklad dopravy štěrky železniční soupravou [5]



## 1.1 Plynulý způsob dopravy

### Šnekový dopravník

Lze použít pro vodorovnou, svislou i úklonnou dopravu (do  $20^\circ$ ) sypkých a nelepivých materiálů. Skládá se z uzavřeného žlabu a šnekovnice. Součinitel tření mezi rotující šnekovnicí a materiálem musí být menší, než součinitel tření mezi šnekovnicí a materiálem za klidu. Správná funkce dopravníku je zajištěna rovnoměrným přísunem materiálu a pouze částečným zaplněním prostoru žlabu. Používají se jako podavače do kotlů nebo lisů, pomocné dopravníky pro odebírání odprašků a pilin vznikající při manipulaci se suchou dřevěnou štěpkou (viz Obr. 6) nebo mohou být součástí technologického postupu (míchání, sušení, třídění, odvodňování apod.). Doprava na kratší vzdálenosti (do asi 5 m).



Obr. 6 Šnekový dopravník užitý k dopravě odprašků [6]

### Pásový dopravník

Lze použít pro vodorovnou a úklonnou dopravu sypkých materiálů (možnost dopravy kusových materiálů i osob při určitých úpravách). Speciální aplikace i pro svislou dopravu. Skládá se z poháněcí a vratné stanice, kde je jako unášecí i tažný prvek využíván nekonečný pás. Jedná se o univerzální a často využívaný způsob dopravy dřevěné štěpky. Nevýhodou je vyšší prašnost kvůli otevřenému způsobu dopravy (pokud není dopravník zakrytován jako na Obr. 7). Může být využit pro dopravu kratších, středních až větších vzdáleností (i několik kilometrů), ale také může být součástí jiných zařízení jako vynašeč nebo podavač. Lze tak pásové dopravníky rozlišit na dopravní a technologické (součást jiných zařízení jako podavač, vynašeč apod.) Výhodou je plynulá doprava s velkým dopravním výkonem, vhodný pro dopravu téměř všech sypkých hmot. Zahrnuje malé pohybové odpory, jednoduchou konstrukci se nenáročnou montáží a demontáží. Nevýhodou je nutnost využití většího množství rotujících částí a problémy s materiály lepivých nebo abrazivních vlastností.



Obr. 7 Pásový dopravník přepravující dřevní štěpku [7]

### Podvěsný dopravník

Štěpku lze dopravovat i podvěsným dopravníkem vybaveným uzavřeným pásem a nosnou konstrukcí určující dopravní trasu. Konstrukce může být ukotvena v zemi nebo přichycena na stěnách či stropě objektu. Díky uzavřenému prostoru nedochází k prášení nebo rozsypávání materiálu a lze tímto způsobem využít i jinak nepoužívané prostory průmyslového podniku. Dopravní pás je pro výsyp a násyp vždy rozvinut a poté přechází přes poháněcí a napínací buben. Příklad podvěsného dopravníku je zobrazen na Obr. 8.

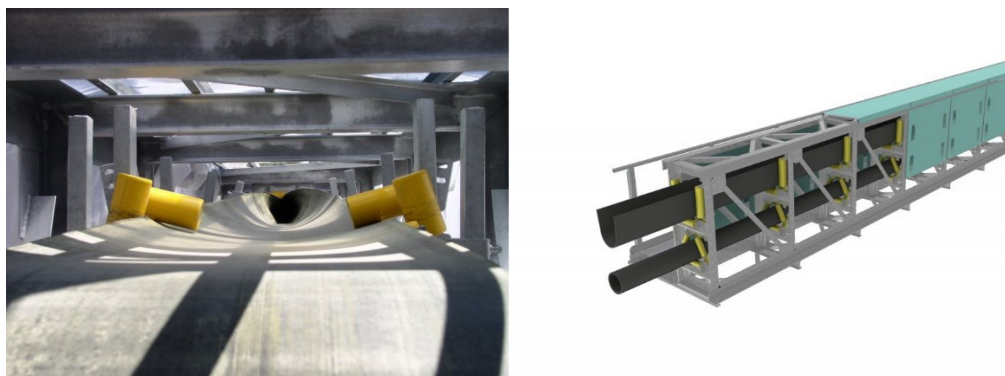


Obr. 8 Podvěsný dopravník [8]

### Hadicový dopravník

Hadicový dopravník je variantou běžného pásového dopravníku. V místě násypu a výsypu je dopravovaný pás rozvinut a veden přes poháněcí a napínací buben stejně jako u pásového dopravníku. Je také možnost umístění parciálních pohonů ve formě poháněných válečků. Uzavřený tvar pásu je zajištěn speciálním umístěním válečků. Uzavírání pásu je zobrazeno na Obr. 9. Je tak vytvořen kruhový průřez dopravovaného materiálu nebo i částečně uzavřený, patrné z Obr. 9. Uzavřený průřez zabraňuje prášení, sypaní materiálu z pásu, či případným

povětrnostním vlivům. Lze takhle navrhnout trasu s prostorovým zakřivením, či vyšším stoupáním. Nevýhodou je větší množství rotačních částí, tedy vyšší nároky na údržbu.



Obr. 9 Hadicový dopravník [9]

### Redlerový dopravník

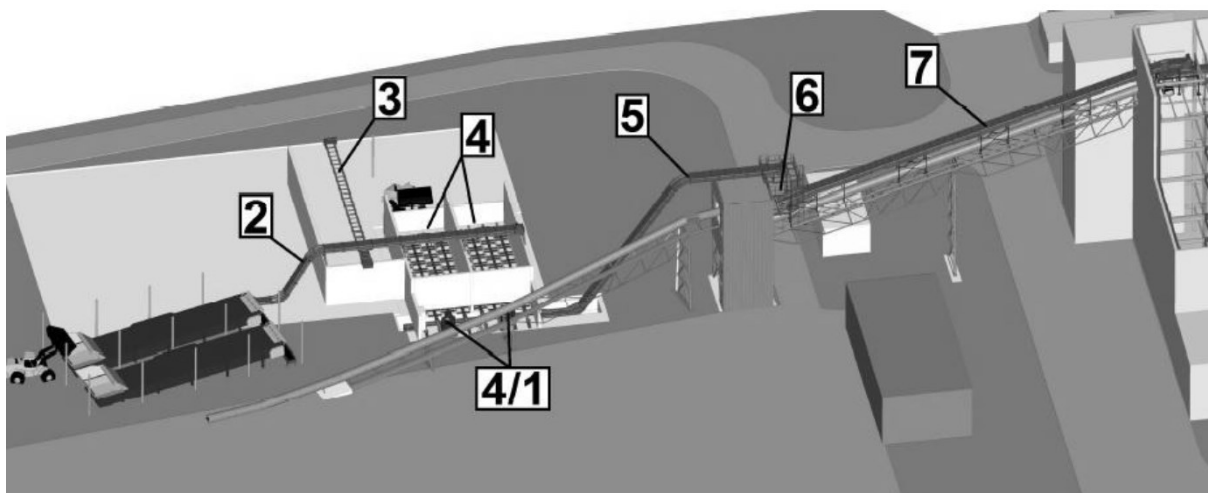
Redlery lze dopravovat práškové, vločkovité, jemnozrnné i hrubozrnné (např. obiloviny) až kusovité materiály. Lze použít pro vodorovnou, svislou i úklonnou dopravu sypkých, nelepivých materiálů na krátké i větší vzdálenosti (až 130 m vodorovné a 30 m svislé). Většina aplikací dopravuje do maximální velikosti zrna 50 mm, přesto je velikost zrna omezena pouze velikostí žlabu a hřebel. Materiál je dopravován v uzavřeném žlabu, kde jsou jako unášecí prvky hřebel a jako tažné jsou jeden nebo více řetězů, tvořící řetězové pásmo. Řetězy přechází přes ozubená kola, jejíž tvar a velikost je určen především druhem, velikostí a roztečí zvoleného řetězu. Řetězy mohou být vláčeny smykem nebo valivě odvalovány pomocí dopravních válečků umístěných přímo v řetězu. Mezi používané patří článkové a válečkové řetězy. Dopravou v uzavřeném žlabu lze jako u výše uvedených dopravníků zabránit prášení a rozsypávání materiálu. Nevýhodou je vyšší energetická náročnost při tažení řetězového pásma. Jedna z menších aplikací je pro ukázkou zobrazena na Obr. 10.



Obr. 10 Redler [10]

## 1.2 Volba způsobu dopravy

Tato diplomová práce se zakládá na dříve existujícím řetězovém dopravníku ve společnosti Teplárna Loučovice, a.s., který byl pro své nedostatky a nerentabilitu odstaven z provozu. Dopravník sloužil pro přenos dřevní štěpky z posuvných podlah (na Obr. 11 pod číslem 4) na přesyp navazujícího redleru (na Obr. 11 pod číslem 6). Schéma této dopravy je zobrazeno na Obr. 11, kde je umístění navrhovaného dopravníku pod číslem 5. Účel této práce je navrhnout způsob dopravy dle zadaných parametrů a předejít příčinám poruchy předešlé aplikace.



Obr. 11 Schéma technologického úseku teplárny Loučovice a.s.

Mezi příčiny poruchy patří způsob nasypávání materiálu skrz vratnou větev. Štěpka byla nasypávána pouze na jednu stranu žlabu (viz Obr. 12) a tím docházelo k většímu zatížení pouze jedné strany řetězového pásma, tedy větší zatížení na jeden z řetězů. Také docházelo k přidavnému namáhání skrze trhání materiálu při pulsním nasypávání materiálu. Nasypávání bylo prováděno skrz vratnou větev, což ve výsledku způsobovalo jak trhání ve spodní nosné větvi, tak i trhání při nerovnoměrném jednorázovém naplnění ve vratné větvi.



Obr. 12 Jeden ze způsobu přesypu na řetězový dopravník

Další příčinou bylo ucpávání materiálem v přechodu na zalomenou část žlabu. Docházelo k hromadění a příčení materiálu, což způsobilo i přetržení řetězu nebo deformaci horního plechového krytu žlabu. Příčinou byl zřejmě příliš vysoký sklon lomené části dopravníku. Deformace způsobené hromaděním materiálu jsou zobrazeny na Obr. 13 a sklon lomené části na Obr. 14.



Obr. 13 Poškozený úsek



Obr. 14 Sklon žlabu

## 2. Praktická část

### 2.1 Stanovení výchozích parametrů

Rychlost dopravy  $v = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Hmotnostní průtok  $Q = 80 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$

Hustota dopravovaného materiálu  $\rho = 380 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Vzdálenost vodorovného úseku  $L_1 = 17 \text{ m}$

Horizontální vzdálenost šikmého úseku  $L_{2H} = 25 \text{ m}$

Vertikální vzdálenost  $H = 10 \text{ m}$

#### Další parametry

Součinitel zaplnění průřezu  $k_\varphi = 0,9$

Součinitel tření ocel na ocel  $\mu = 0,15$

Součinitel tření dřevo na ocel  $\mu_m = 0,4$

Úhel vnitřního tření materiálu  $\varphi = 38^\circ$

Šířka žlabu  $B = 0,8 \text{ m}$

#### Výpočet součinitele vnitřního tření

$$f_w = \operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} 38^\circ = 0,781 \quad (1)$$

#### Výpočet dopravního průřezu

$$S = \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho \cdot k_\varphi} = \frac{80}{3,6 \cdot 0,5 \cdot 380 \cdot 0,9} = 0,13 \text{ m}^2 \quad (2) [11]$$

#### Výpočet výšky dopravovaného materiálu

$$h = \frac{S}{B} = \frac{0,13}{0,8} = 0,162 \text{ m} \quad (3)$$



### Výpočet sklonu šikmého úseku

$$\alpha = \operatorname{tg}\left(\frac{H}{L_2}\right) = \operatorname{tg}\left(\frac{10}{25}\right) = 21,801^\circ \quad (4)$$

### Délka šikmého úseku

$$L_2 = \frac{L_{2H}}{\cos(\alpha)} = \frac{25}{\cos(21,801^\circ)} = 26,926 \text{ m} \quad (5)$$

### Tíha materiálu na metr

$$q_m = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \cdot g = \frac{80}{3,6 \cdot 0,5} \cdot 9,81 = 436 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (6) [11]$$

### Určení hmotnosti řetězového pásma

Hmotnost hřebľa  $m_{hr} = 5,585 \text{ kg}$

Hmotnost zvoleného řetězu  $m_r = 7,05 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$

Rozteč mezi hřebly  $t = 0,4 \text{ m}$

$$m_{rp} = 2 \cdot m_r + \frac{m_{hr}}{t} = 2 \cdot 7,05 + \frac{5,585}{0,4} = 28,062 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (7)$$

## 2.2 Výpočet odporů pro vodorovný úsek tratě

### Odpor od tření materiálu a žlabu

$$F_{11} = \mu_m \cdot L_1 \cdot q_m = 0,4 \cdot 17 \cdot 436 = 2964,8 \text{ N} \quad (8)$$

### Odpor od odvalování kladek po dně žlabu

#### Výpočet valivého odporu

Rameno valivého tření ocel na ocel  $e = 0,0005 \text{ m}$

Průměr čepu  $d_c = 0,021 \text{ m}$

Průměr kladky  $d_k = 0,03 \text{ m}$

Čepové tření  $f_c = 0,075$

### Výpočet redukovaného součinitele tření

$$w = \frac{2 \cdot e + f_{\varepsilon} \cdot d_{\varepsilon}}{d_k} = \frac{2 \cdot 0,0005 + 0,075 \cdot 0,021}{0,03} = 0,08583 \quad (9)[14]$$

$$F_{12} = w \cdot L_1 \cdot m_{\tilde{r}p} \cdot g = 0,086 \cdot 17 \cdot 28,062 \cdot 9,81 = 401,7 \text{ N} \quad (10)$$

### Odpor od tření materiálu o stěny žlabu

Zvolený úhel vnitřního tření štěpky  $\varphi = 38^\circ$

### Výpočet koeficientu sypnosti

$$k = \frac{1 - \sin(\varphi)}{1 + \sin(\varphi)} = \frac{1 - \sin(38^\circ)}{1 + \sin(38^\circ)} = 0,238 \quad (11) [12]$$

$$F_{13} = k \cdot g \cdot \rho \cdot h^2 \cdot L_1 \cdot \mu_m = 0,238 \cdot 9,81 \cdot 380 \cdot 0,1624^2 \cdot 17 \cdot 0,4 = 159,1 \text{ N} \quad (12)$$

### Výpočet celkového odporu prvního úseku

$$F_1 = F_{11} + F_{12} + F_{13} = 2964,8 + 401,7 + 159,1 = 3525,6 \text{ N} \quad (13)$$

## 2.3 Výpočet pro šikmý úsek

### Odpor od tření materiálu po dně žlabu

$$F_{21} = \mu_m \cdot L_2 \cdot q_m \cdot \cos(\alpha) = 0,4 \cdot 26,926 \cdot 436 \cdot \cos(21,801^\circ) = 4360 \text{ N} \quad (14)$$

### Odpor od odvalování řetězu po dně žlabu

$$F_{22} = w \cdot L_2 \cdot m_{\tilde{r}p} \cdot g \cdot \cos(\alpha) = 0,086 \cdot 27,414 \cdot 26,926 \cdot 9,81 \cdot \cos(21,801^\circ) = 590,7 \text{ N} \quad (15)$$

### Odpor od tření materiálu o stěny žlabu

$$F_{23} = k \cdot g \cdot \rho \cdot h^2 \cdot L_2 \cdot \mu_m \cdot \cos(\alpha) = 0,307 \cdot 9,81 \cdot 380 \cdot 0,1624^2 \cdot 26,926 \cdot 0,55 \cdot \cos(21,801^\circ) = 234 \text{ N} \quad (16)$$

### Odpor způsobený zvedáním materiálu

$$F_{24} = L_2 \cdot q_m \cdot \sin(\alpha) = 26,926 \cdot 436 \cdot \sin(21,801^\circ) = 4360 \text{ N} \quad (17)$$

### Odpor způsobený zvedáním řetězového pásma

$$F_{25} = L_2 \cdot m_{\tilde{r}p} \cdot g \cdot \sin(\alpha) = 26,926 \cdot 28,062 \cdot 9,81 \cdot \sin(21,801^\circ) = 2752,9 \text{ N} \quad (18)$$



### Výpočet celkového odporu druhého úseku

$$F_2 = F_{21} + F_{22} + F_{23} + F_{24} + F_{25} = 4360 + 590,7 + 234 + 4360 + 2752,9 = 12297,6 \text{ N} \quad (19)$$

### Výpočet celkového statického odporu

$$F_s = F_1 + F_2 = 3525,6 + 12297,6 = 15823,3 \text{ N} \quad (20)$$

## 2.4 Výpočet dynamické síly

### Stanovení poloměru řetězového kola

Zvolený řetěz Vamberk M112x100-S

Rozteč řetězu  $p = 0,1 \text{ m}$

Počet zubů ozubeného kola  $z = 10$

### Výpočet roztečné kružnice

$$d_{rk} = \frac{p}{\cos\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} = \frac{0,1}{\cos\left(\frac{180^\circ}{10}\right)} = 0,3236 \text{ m} \quad (21)[15]$$

### Výpočet otáček řetězového kola

$$v = \omega \cdot R_{rk} = 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot \frac{d_{rk}}{2} \rightarrow n_2 = \frac{v}{\pi \cdot d_{rk}} = \frac{0,5}{\pi \cdot 0,3236} = 0,492 \text{ s}^{-1} \quad (22)$$

### Stanovení dynamické síly

$$F_d = 6 \cdot \pi^2 \cdot n_2^2 \cdot p \cdot \left(2 \cdot m_{rp} + \frac{q_m}{g}\right) \cdot (L_1 + L_2) = 6 \cdot \pi^2 \cdot 0,492 \cdot 0,1 \cdot \left(2 \cdot 28,062 + \frac{436}{9,81}\right) \cdot (17 + 27,414) = 6397,9 \text{ N} \quad (23)[13]$$

## 2.5 Odpor od trhání materiálu

Byly zvoleny rozměry násypného otvoru  $a = 0,4 \text{ m}$  a  $b = 0,8 \text{ m}$ , počáteční napětí materiálu  $\tau_0 = 140 \text{ Pa}$  a opravný součinitel  $c = 0,8$  dle lit. [22].

### Výpočet hydraulického poloměru

$$R_e = \frac{S}{o} = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a+b)} = \frac{0,4 \cdot 0,8}{2 \cdot (0,4+0,8)} = 0,133 \text{ m} \quad (24)$$

### Výpočet efektivní Jansenovy síly

$$F_e = \frac{\rho \cdot g \cdot R_e}{k \cdot \operatorname{tg}(\varphi)} = \frac{380 \cdot 9,81 \cdot 0,133}{0,238 \cdot \operatorname{tg}(38^\circ)} \quad (25) [22]$$

$$F_e = 6716,6 \text{ N}$$

### Výpočet trhací síly

$$F_{TM} = (F_e \cdot \operatorname{tg}(\varphi) + \tau_0 \cdot a \cdot b) \cdot c = (6716,6 \cdot \operatorname{tg}(38^\circ) + 150 \cdot 0,4 \cdot 0,8) \cdot 0,8 = 1707,4 \text{ N} \quad (26) [22]$$

### Celkový odpor k překonání

$$F = F_s + F_d + F_{TM} = 15823,3 + 6397,9 + 1707,4 = 23858,3 \text{ N} \quad (27)$$

### Určení tahu v řetězu

Součinitel počtu řetězů pro dva tažné řetězy:  $k_r = 2$

$$F_t = \frac{F}{k_r} = \frac{23858,3}{2}$$

$$F_t = 11929,1 \text{ N} \quad (28)$$

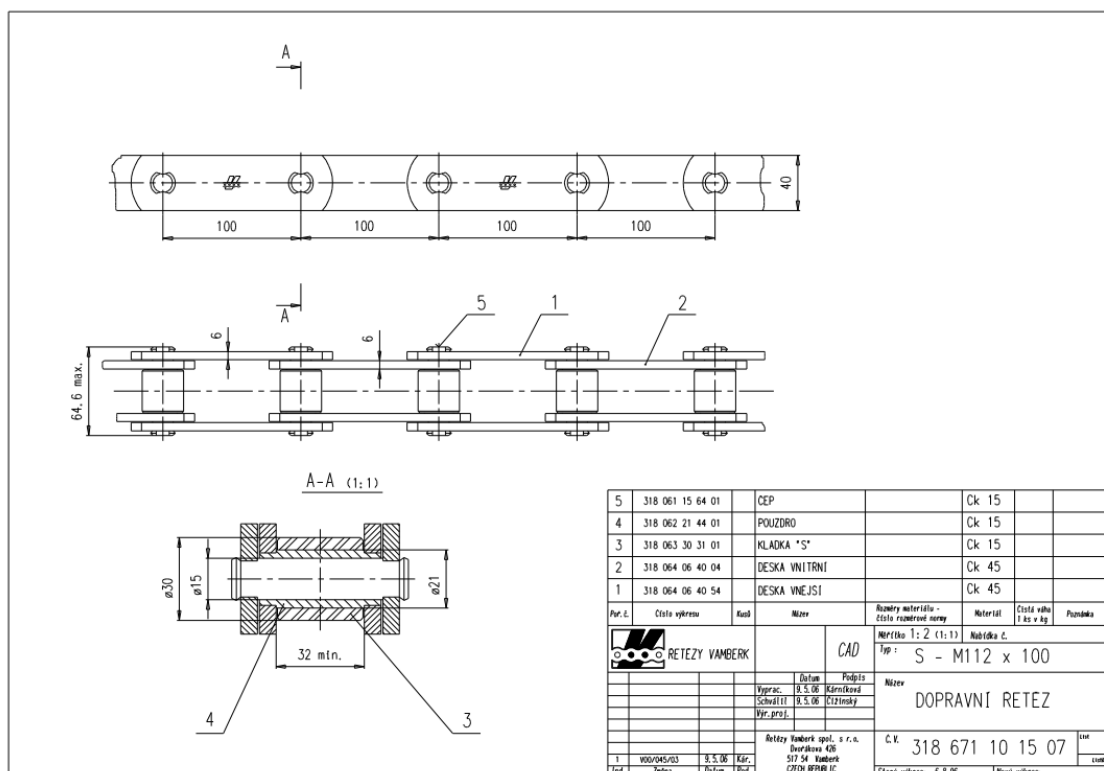
## 2.6 Volba řetězu

Volba řetězu probíhá dle návodu k výpočtu potřebného řetězu, uvedeném v katalogu výrobce [15].

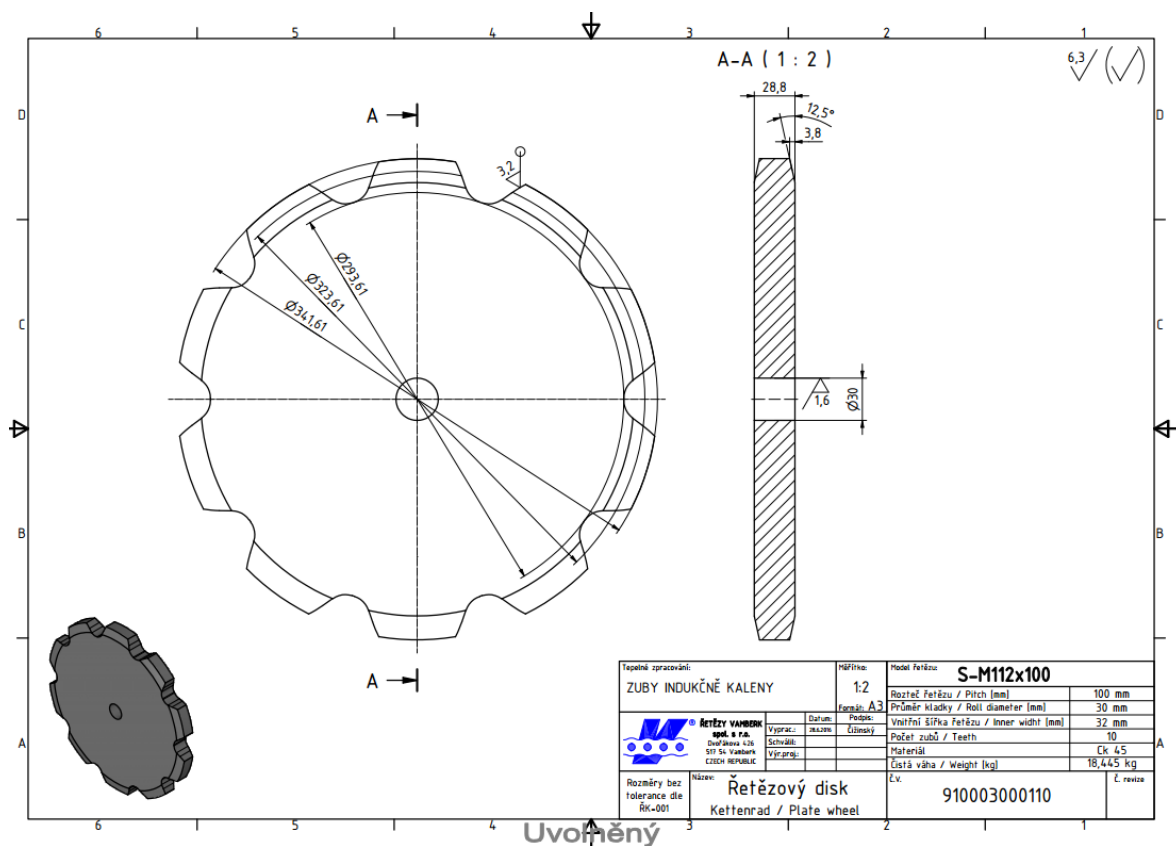
Koeficient bezpečnosti řetězu dle výrobce  $k_b = 7$  [15]

$$F_r = F_t \cdot k_b = 11929,1 \cdot 7 = 83503,9 \text{ N} = 83,5 \text{ kN} \quad (29) [15]$$

Je zvolen řetěz od společnosti Vamberk M112 s roztečí 100 mm s pojezdovými kladkami typu S a minimální silou pro přetržení řetězu 112 kN. Jeho výkres je zobrazen na Obr. 15. Dle tohoto typu je volena také řetězka, jejíž disk je zobrazen na Obr. 16. Výkresy byly na požádání zaslány zastupitelem společnosti Vamberk.



Obr. 15 Výkres řetězu M112x100



Obr. 16 Výkres řetězového disku pro zvolený řetěz

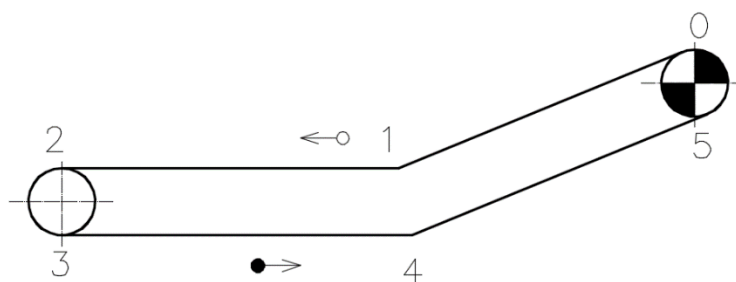
## 2.7 Graficko-početní metoda

### Přepočet dopravní tíhy na měrnou hmotnost

$$m_Q = \frac{q_m}{g} = \frac{436}{9,81} = 44,44 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (30)$$

Vypočtený odpor od trhání materiálu:

$$T_{TM} = 1707,4 \text{ N}$$



Obr. 17 Schéma vyznačených bodů pro výpočet

#### Pro bod 0

$$T_0 = 0$$

#### Pro bod 1

$$T_1 = T_0 + m_{ip} \cdot g \cdot w \cdot L_2 - m_{ip} \cdot g \cdot H = 28,062 \cdot 9,81 \cdot 0,086 \cdot 25 - 28,062 \cdot 9,81 \cdot 10 = -2162,2 \text{ N} \quad (31)[16]$$

#### Pro bod 2

$$T_2 = T_1 + m_{ip} \cdot g \cdot w \cdot L_1 = -2162,2 + 28,062 \cdot 9,81 \cdot 0,086 \cdot 17 = -1760,5 \text{ N} \quad (32)[16]$$

#### Pro bod 3

$$T_3 = T_2 + F_{TM} = -1760,5 + 1707,4 = -53,1 \text{ N} \quad (33)[16]$$

#### Pro bod 4

$$T_4 = T_3 + m_{ip} \cdot g \cdot w \cdot L_1 + m_Q \cdot g \cdot \mu_m \cdot L_1 + \rho \cdot g \cdot \mu_m \cdot h^2 \cdot L_1 \cdot k = \quad (34)[16]$$

$$= -53,1 + 28,062 \cdot 9,81 \cdot 0,086 \cdot 17 + 44,44 \cdot 9,81 \cdot 0,4 \cdot 17 + 380 \cdot 9,81 \cdot 0,4 \cdot 0,1624^2 \cdot 17 \cdot 0,238 = 3472,5 \text{ N}$$

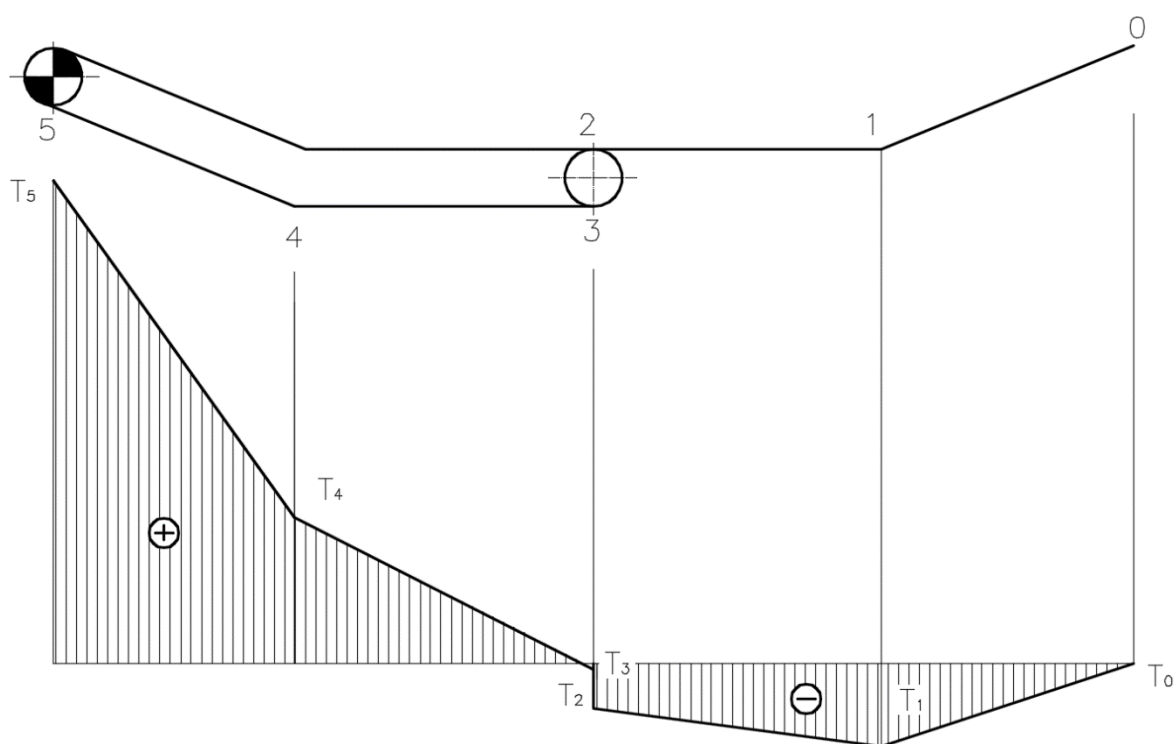
### Pro bod 5

$$T_5 = T_4 + m_{rp} \cdot g \cdot w \cdot L_2 + m_Q \cdot g \cdot \mu_m \cdot L_1 + \rho \cdot g \cdot \mu_m \cdot h^2 \cdot L_2 \cdot k + (m_{rp} + m_Q) \cdot g \cdot H = \quad (35)[16]$$

$$= 3472,5 + 28,062 \cdot 9,81 \cdot 0,086 \cdot 17 + 44,44 \cdot 9,81 \cdot 0,4 \cdot 17 + 380 \cdot 9,81 \cdot 0,4 \cdot 0,1624^2 \cdot 17 \cdot 0,238 +$$

$$+ (28,062 + 44,44) \cdot 9,81 \cdot 10 = 15769,9 \text{ N}$$

Výsledky jsou graficky znázorněny na Obr. 18, z důvodu výskytu záporné síly ve vratné větvi při spouštění řetězového pásma, kdy by mohlo dojít k průvěsu řetězu, byla zvolena oběhová síla  $F_o = 2500 \text{ N}$  a celý výpočet zopakován.



Obr. 18 Znázornění působení tahových sil

Opakování výpočtu, kdy  $F_o = 2500 \text{ N}$ .

### Pro bod 0

$$T_0 = F_o = 2500 \text{ N}$$

### Pro bod 1

$$T_1 = T_0 + m_{rp} \cdot g \cdot w \cdot L_2 - m_{rp} \cdot g \cdot H = 2500 + 28,062 \cdot 9,81 \cdot 0,086 \cdot 25 - 28,062 \cdot 9,81 \cdot 10 = 337,8 \text{ N} \quad (36)[16]$$

**Pro bod 2**

$$T_2 = T_1 + m_{ip} \cdot g \cdot w \cdot L_1 = 337,8 + 28,062 \cdot 9,81 \cdot 0,086 \cdot 17 = 739,5 \text{ N} \quad (37)[16]$$

**Pro bod 3**

$$T_3 = T_2 + F_{TM} = 739,5 + 1707,4 = 2446,9 \text{ N} \quad (38)[16]$$

**Pro bod 4**

$$T_4 = T_3 + m_{ip} \cdot g \cdot w \cdot L_1 + m_Q \cdot g \cdot \mu_m \cdot L_1 + \rho \cdot g \cdot \mu_m \cdot h^2 \cdot L_1 \cdot k = \quad (39)[16]$$

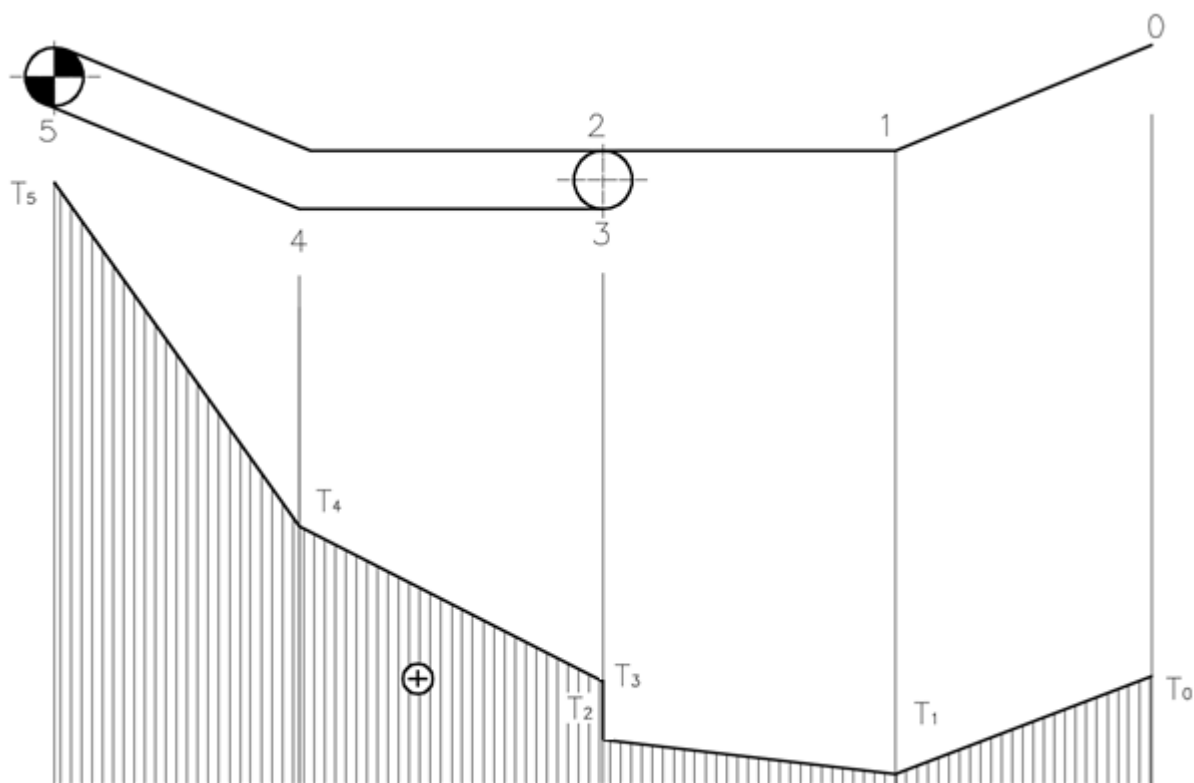
$$= 2446,9 + 28,062 \cdot 9,81 \cdot 0,086 \cdot 17 + 44,44 \cdot 9,81 \cdot 0,4 \cdot 17 + 380 \cdot 9,81 \cdot 0,4 \cdot 0,1624^2 \cdot 17 \cdot 0,238 = 5972,5 \text{ N}$$

**Pro bod 5**

$$T_5 = T_4 + m_{ip} \cdot g \cdot w \cdot L_2 + m_Q \cdot g \cdot \mu_m \cdot L_1 + \rho \cdot g \cdot \mu_m \cdot h^2 \cdot L_2 \cdot k + (m_{ip} + m_Q) \cdot g \cdot H = \quad (40)[16]$$

$$= 5972,5 + 28,062 \cdot 9,81 \cdot 0,086 \cdot 17 + 44,44 \cdot 9,81 \cdot 0,4 \cdot 17 + 380 \cdot 9,81 \cdot 0,4 \cdot 0,1624^2 \cdot 17 \cdot 0,238 + (28,062 + 44,44) \cdot 9,81 \cdot 10 = 18269,9 \text{ N}$$

Nyní už všechny síly vycházejí kladně, jak je znázorněno na Obr. 19. Lze tedy vypočítat potřebnou napínací sílu.



Obr. 19 Znáznornění působení tahových sil

#### Výpočet potřebné napínací síly

$$T_z = T_2 + T_3 = 739,5 + 2446,9 = 3186,5 \text{ N} \quad (41)$$

Je zvolena napínací síla  $T_z = 3200 \text{ N}$ .

#### Výpočet obvodové síly

$$T = T_5 - F_0 = 18269,9 - 2500 = 15769,9 \text{ N} \quad (42)$$

## 2.8 Kontrola vypočtené tažné síly s graficko-početní metodou

Vzhledem k tomu, že graficko-početní metoda nezahrnuje dynamické síly v řetězu, dojde k porovnání výše vypočtené síly  $F$  s tažnou silou vypočtenou graficko-početní metodou s přičtenou dynamickou silou  $F_d$ .

$$F \approx T + F_d \quad (43)$$

$$23858,3 \approx 15769,9 + 6327,6$$

$$23858,3 \text{ N} > 22097,5 \text{ N}$$

Výsledek se liší o 1760 N. Návrh pohonu je proveden z vyšší vypočtené síly  $F$ .

## 2.9 Výpočet výkonu, volba pohonu a převodovky

Je zvolena účinnost  $\eta = 0,9$

$$P_v = \frac{F \cdot v}{\eta} = \frac{23858,3 \cdot 0,5}{0,9} = 13,25 \text{ kW} \quad (44)$$

Je zvolen elektromotor společnosti SEW EURODRIVE typu DRN 160L výkonu 15 kW a otáčkách  $1474 \text{ min}^{-1}$ .

### Výpočet převodového poměru

$$i = \frac{n_m}{n_2} = \frac{\frac{1474}{60}}{0,492} = 49,95 \quad (45)$$

Je zvolena převodovka KA107 s dutým hřídelem a převodovým poměrem  $i_p = 49,9$ . Obě komponenty tvoří převodový motor KA107DRN160L4BE20, kde 4BE20 je zvolená standardní brzda s brzdným momentem  $M_b = 200 \text{ N} \cdot \text{m}$ . Tyto hodnoty byly získány po vyplnění vypočtených parametrů do konfigurátoru výrobků umístěného na stránkách společnosti SEW EURODRIVE [18]. Podoba motoru s příloženými informacemi po vyplnění všech potřebných dat je na Obr. 20.



Technické údaje KA107DRN160L4BE20		
Charakteristika	Hodnota	Jednotka
Jmenovité otáčky motoru	1474	1/min
Výstupní otáčky	30	1/min
Převodový poměr celkově	49,90	
Výstupní krouticí moment	4840	Nm
Provozní faktor SEW-FB	1,60	
Typ konstrukce	M1A	
Vrchní nátěr dle RAL	7031 Blue Grey (20070310)	
Poloha konektoru/svorkové skříně	90	°
Kabelový přívod/poloha konektoru	X	
Dutý hřídel	90	mm
Povolená výstupní radiální síla při n=1400	30000	N
Množství maziva 1. převodovka	10	Litr
Výkon motoru	15	kW
Doba zapnutí	S1-100%	
Třída účinnosti	IE3	
Účinnost (50/75/100% Pn)	91,87 / 92,46 / 92,1	%
Značka CE	ano	
Napětí motoru	400/690	V
Schéma zapojení	R13	
Frekvence	50	Hz
Jmenovitý proud	29 / 16,7	A
Cos $\phi$	0,80	
Tepelná třída	155(F)	
Krytí motoru	IP55	
Konstrukční předpis	IEC	
Hmotnost netto	422	Kg
Brzdový moment	200	Nm
Brzdové napětí	230	V

#### Přehled výrobků



#### Referenční údaje

Vaše číslo materiálu

Komentář

Obr. 20 Obrázek a informace k zvolenému převodovému pohonu [18]

## 2.10 Kontrola pohonu na rozběh

Moment setrvačnosti motoru

$$J_m = 0,163 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 [17]$$

Účinnost převodového motoru

$$\eta_c = 0,9187 [17]$$

**Výpočet skutečné rychlosti dopravníku**

$$i_p = \frac{n_m}{n_{2sk}} = \frac{n_m}{\frac{v_{sk}}{\pi \cdot d_{rk}}} \rightarrow v_{sk} = \frac{n_m \cdot \pi \cdot d_{rk}}{i_p} = \frac{\frac{1474}{60} \cdot \pi \cdot 0,3236}{49,9} \quad (46)$$

$$v_{sk} = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Vzhledem k vypočtenému převodovému poměru  $i = 49,95$  a poměru udaného výrobcem  $i_p = 49,9$  je skutečná rychlost  $v_{sk}$  shodná s výchozí rychlostí  $v$ .

**Moment setrvačnosti od posuvných hmot na hřídel elektromotoru**

$$J_2 = \frac{(m_Q + 2 \cdot m_{rp}) \cdot (L_1 + L_2) \cdot v_{sk}^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot n_m^2 \cdot \eta_c} = \frac{(44,444 + 2 \cdot 28,062) \cdot (17 + 26,926) \cdot 0,5005^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{1474}{60}\right)^2 \cdot 0,9187} = \quad (47)$$

$$J_2 = 0,0506 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

**Inerční moment**

$$M_i = (1,3 \cdot J_m + J_2) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_r} = (1,3 \cdot 0,163 + 0,051) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{1474}{60}}{t_r} = \frac{40,512}{t_r} \text{ N} \cdot \text{m} \quad (48)$$

**Statický moment redukováný na hřídel motoru**

$$M_{st} = \frac{F \cdot d_{rk}}{2 \cdot \eta_c \cdot i_p} = \frac{25026,4 \cdot 0,3236}{2 \cdot 0,9187 \cdot 49,9} = 88,33 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (49)$$

**Záběrový moment**

Poměr maximálního a jmenovitého momentu motoru  $\frac{M_{\max}}{M_n} = 3 [17]$

$$M_z = 0,7 \cdot \frac{M_{\max}}{M_n} \cdot \frac{P_m}{2 \cdot \pi \cdot n_m} = 0,7 \cdot 3 \cdot \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1474}{60}} = 204,072 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (50)$$

### Odvození doby rozběhu

$$M_z = M_{st} + M_i \rightarrow 204,072 = 88,33 + \frac{40,512}{t_r} \rightarrow t_r = \frac{40,512}{204,072 - 88,33} = 0,36 \text{ s} \quad (51)$$

## 2.11 Určení brzdy

### Moment setrvačnosti od posuvných hmot na hřídel elektromotoru

$$J_{2r} = J_2 \cdot \eta_c^2 = \frac{(m_Q + 2 \cdot m_{ip}) \cdot (L_1 + L_2) \cdot v_{sk}^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot n_m^2 \cdot \eta_c} \cdot \eta_c^2 = \frac{(44,444 + 2 \cdot 28,062) \cdot (17 + 26,926) \cdot 0,5005^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{1474}{60}\right)^2 \cdot 0,9187} \cdot 0,9187^2 = \quad (52)$$

$$J_{2r} = 0,0307 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

### Výpočet potřebného brzdného momentu

Zvolená bezpečnost brzdy  $\beta = 2$

$$M_b = \beta \cdot M_{st} = 2 \cdot 88,33 = 176,66 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (53)$$

Byla volena standardní brzda společnosti SEW EURODRIVE typu 4BE20 o brzdém moment

$$M_b = 200 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

### Doba brždění

$$t_b = (1,2 \cdot J_m + J_{2r}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{M_b - M_{st}} = (1,2 \cdot 0,163 + 0,0307) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot \frac{1474}{60}}{200 - 88,33} \quad (54)$$

$$t_b = 0,31 \text{ s}$$

## 2.12 Pevnostní výpočty

### Výpočet minimálního průměru hřídele podle tažné síly

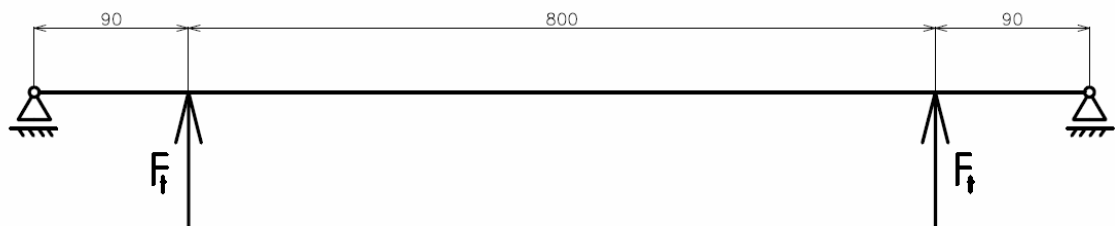
Jako materiál hřídele je zvolen materiál 11 500. Jedná se o hřídel vratné stanice. Hodnoty dovoleného namáhání jsou voleny dle [20].

Zvolené dovolené namáhání na ohyb pro mýjivé napětí  $\sigma_{oD} = 120 \text{ MPa}$

Zvolené dovolené namáhání na krut pro mýjivé napětí  $\tau_{kD} = 70 \text{ MPa}$

### Odvození průměru z ohybového namáhání

Dle Obr. 19 lze vyčíst vzdálenost mezi řetězovým kolem a osou ložiskového domku  $l = 0,09 \text{ m}$ .



Obr. 19 Zobrazení působení sil na hřídel

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oD}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_t \cdot l}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \rightarrow \sigma_{oD} = \frac{F_t \cdot l}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \rightarrow d_{1o} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_t \cdot l}{\pi \cdot \sigma_{oD}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 12513,2 \cdot 90}{\pi \cdot 120}} = 45,72 \text{ mm} \quad (55)$$

### Odvození průměru z krouticího namáhání

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{kD}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_t \cdot \frac{d_{rk}}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \rightarrow \tau_{kD} = \frac{F_t \cdot \frac{d_{rk}}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \rightarrow d_{2k} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F_t \cdot \frac{d_{rk}}{2}}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 14925,4 \cdot \frac{323,6}{2}}{\pi \cdot 70}} = \quad (56)$$

$$d_{2k} = 52,81 \text{ mm}$$

Dle výpočtu je zvolen hřídel o průměru  $d_{vs} = 60 \text{ mm}$ .

### Výpočet minimálního průměru hřídele podle krouticího momentu od pohonu

Výstupní moment z převodovky je uveden na obr. 16 o velikosti  $M_2 = 4840 \text{ N} \cdot \text{m}$ .

### Odvození průměru z krouticího namáhání

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{kD}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_2}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \rightarrow \tau_{kD} = \frac{M_2}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \rightarrow d_{3k} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_2}{\pi \cdot \tau_{kD}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4840}{\pi \cdot 70 \cdot 10^6}} = 0,071 \text{ m} \quad (57)$$

Z důvodu bezpečnosti a příliš velkých konstrukčních vrubů při vnitřním průměru duté hřídele 90 mm je zvolen průměr hřídele  $d_{ps} = 90 \text{ mm}$ .

### Výpočet pevnosti per u vratné stanice

Pera jsou dle [19] z materiálu 11600, bylo tedy voleno dovolené namáhání ve střihu  $\tau_{dov} = 90 \text{ MPa}$  a v tlaku  $\sigma_{dov} = 135 \text{ MPa}$  dle [20].

Dle lit.[19] jsou dány následující rozměry pera:

$$\text{Šířka pera} \quad b_1 = 18 \text{ mm}$$

$$\text{Hloubka drážky} \quad t_1 = 6,8 \text{ mm}$$

$$\text{Délka pera} \quad l_1 = 75 \text{ mm}$$

### Výpočet krouticího momentu na hřídeli vratné stanice

$$M_{kv} = F_t \cdot \frac{d_k}{2} = 12513,3 \cdot \frac{0,3236}{2} = 2024,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (58)$$

### Výpočet namáhání na střih

$$\tau_{vs} = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot M_{kv}}{b_1 \cdot l_1 \cdot d_{vs}} = \frac{2 \cdot 2024,7}{0,018 \cdot 0,05 \cdot 0,06} = 49992029 \text{ Pa} = 50 \text{ MPa} \quad (59)$$

### Výpočet namáhání na otláčení

$$\sigma_{vs} = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot M_{kv}}{l_1 \cdot t_1 \cdot d_{vs}} = \frac{2 \cdot 2024,7}{0,075 \cdot 0,0068 \cdot 0,06} = 132331842 \text{ Pa} = 132,3 \text{ MPa} \quad (60)$$

$$\tau_{vs} \leq \tau_{dov} \quad (61)$$

50 MPa < 90 MPa → zvolené pero vyhovuje na střih

$$\sigma \leq \sigma_{dov} \quad (62)$$

132,3 MPa < 135 MPa → zvolené pero vyhovuje na otláčení

### Výpočet pevnosti per u poháněcí stanice

Pera jsou dle [19] z materiálu 11600, bylo tedy voleno dovolené namáhání ve střihu  $\tau_{dov} = 90 \text{ MPa}$  a v tlaku  $\sigma_{dov} = 135 \text{ MPa}$  dle [20]. Pero řetězového kola poháněcí stanice je kontrolováno na poloviční výstupní moment z převodovky  $M_2 = 4840 \text{ N} \cdot \text{m}$ .

Dle lit.[19] jsou voleny následující rozměry pera:

Šířka pera  $b_2 = 25 \text{ mm}$

Hloubka drážky  $h_2 = 8,7 \text{ mm}$

Délka pera  $l_2 = 70 \text{ mm}$

### Výpočet namáhání na střih

$$\tau_{ps} = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot \frac{M_2}{2}}{b_1 \cdot l_1 \cdot d_{ps}} = \frac{4640}{0,025 \cdot 0,05 \cdot 0,09} = 30730158 \text{ Pa} = 30,73 \text{ MPa} \quad (63)$$

### Výpočet namáhání na otláčení

$$\sigma_{ps} = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot \frac{M_2}{2}}{l_1 \cdot t_1 \cdot d_{ps}} = \frac{4640}{0,07 \cdot 0,0087 \cdot 0,09} = 88305053 \text{ MPa} = 88,3 \text{ MPa} \quad (64)$$

$$\tau_{ps} \leq \tau_{dov} \quad (65)$$

30,73 MPa < 90 MPa → zvolené pero vyhovuje na střih

$$\sigma_{ps} \leq \sigma_{dov} \quad (66)$$

88,3 MPa < 135 MPa → zvolené pero vyhovuje na otláčení

Pero je předimenzované z důvodu vyššího průměru hřídele (pro dané zatížení by stačilo i pero pro průměr hřídele např. 75 mm), jeho délka je nejnižší doporučená dle lit. [19].

Také je kontrolováno pero mezi dutou hřídelí převodovky a hřídelí s řetězovými koly, kde je délka pera volena  $l_2 = 120 \text{ mm}$ .

### Výpočet namáhání na střih

$$\tau_{pr} = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot M_2}{b_2 \cdot l_3 \cdot d_{ps}} = \frac{2 \cdot 4640}{0,025 \cdot 0,12 \cdot 0,09} = 35851552 \text{ Pa} = 35,85 \text{ MPa} \quad (67)$$

### Výpočet namáhání na otláčení

$$\sigma_{pr} = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot M_2}{l_3 \cdot t_2 \cdot d_{ps}} = \frac{2 \cdot 4640}{0,012 \cdot 0,0087 \cdot 0,09} = 103022563 \text{ MPa} = 103,02 \text{ MPa} \quad (68)$$

$$\tau_{ps} \leq \tau_{dov} \quad (69)$$

35,85 MPa < 90 MPa → zvolené pero vyhovuje na střih

$$\sigma_{ps} \leq \sigma_{dov} \quad (70)$$

103,02 MPa < 135 MPa → zvolené pero vyhovuje na otláčení

Velikost pera by vyhovovala i pro vzdálenost 100 mm, přesto je voleno 120 mm z důvodu bezpečnosti a celkové velikosti dutého hřídele převodovky (u příliš malého pera by mohlo dojít k přídatným namáháním).

### Kontrola napínacího šroubu

Výše vypočtená napínací síla  $T_z = 3200 \text{ N}$  je vyvozená párem závitových tyčí M16. Do výpočty tedy vstoupí jen poloviční napínací síla. Průměry potřebné k pevnostní kontrole zvoleného závitu jsou dány dle lit. [21].

Parametry šroubu M16: střední průměr závitu	$d_2 = 15,35 \text{ mm}$
malý průměr závitu	$d_3 = 14,773 \text{ mm}$
stoupání	$P = 2 \text{ mm}$

### Kontrola na tah

$$\sigma_t = \frac{\frac{T_z}{\pi \cdot d_3^2}}{\frac{4}{16}} = \frac{\frac{3200}{\pi \cdot 14,773^2}}{\frac{4}{16}} = 9,33 \text{ MPa} \quad (71)$$

### Kontrola na krut

$$\tau_{kš} = \frac{\frac{T_z \cdot d_2}{\pi \cdot d_3^3}}{\frac{16}{16}} = \frac{\frac{3200 \cdot 0,015}{\pi \cdot 0,0148^3}}{\frac{16}{16}} = 18,85 \text{ MPa} \quad (72)$$

Napětí působící v šroubu jsou vůči jeho velikosti zanedbatelné, přesto je volen šroub tohoto rozměru z důvodu bezpečnosti a také proto, že není v tomto řešení možné dosáhnout přesné předepsané síly napínání (může být vyšší nebo odlišná u obou závitových tyčí, čímž by mohlo dojít k dalším přídatným napětím).

### Kontrola ložisek

#### Ložiska vratné stanice

První budou na trvanlivost kontrolována ložiska vratné stanice, kde se ekvivalentní namáhání pro čistě radiální zatížení rovná tažné síle v řetězu  $F_t$ . Podle vypočteného průměru hřídele byly zvoleny napínací ložiskové domky s kuličkovými ložisky od společnosti SKF typu TUJ 60 TJ. [24]

Parametry ložiska TUJ 60 TJ:	základní dynamická únosnost	$C_{vs} = 36 \text{ kN}$
	exponent pro bodový styk	$p_{\text{exp}} = 3$

$$L_{10_{vs}} = \left( \frac{C_1}{F_t} \right)^{p_{\text{exp}}} = \left( \frac{36000}{11929,1} \right)^3 = 27,484 \text{ mil. ot} \quad (73) [23]$$

Pro názornost je zde i přepočítání na hodiny s použitím otáček na řetězovém kole uvedené v otáčkách za minutu:

$$\text{Otáčky na řetězovém kole: } n_2 = 29,539 \text{ min}^{-1}$$



$$L_{10h_{vs}} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 29,54} \cdot 27,484 = 15507 \text{ hodin} \quad (74) [23]$$

### Ložiska napínací stanice

Podobně jako u vratné stanice je ekvivalentní namáhání pro čistě radiální zatížení rovno tažné síle v řetězu  $F_t$ . Podle vypočteného průměru hřídele byly zvoleny přírubové ložiskové domky s kuličkovými ložisky od společnosti SKF typu FYJ 90 TF. [25]

Parametry ložiska FYJ 90 TF:      základní dynamická únosnost       $C_{ps} = 72 \text{ kN}$

$$L_{10_{ps}} = \left( \frac{C_2}{F_t} \right)^{p_{\text{exp}}} = \left( \frac{72000}{11929,1} \right)^3 = 219,874 \text{ mil. ot} \quad (75) [23]$$

Pro názornost je zde i přepočet na hodiny s použitím otáček na řetězovém kole uvedené v otáčkách za minutu:

$$L_{10h_{ps}} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 29,54} \cdot 219,874 = 124054 \text{ hodin} \quad (76) [23]$$

### 3. Závěr

Účelem této diplomové práce bylo navrhnout řetězový dopravník s ohledem na fungující aplikaci ve společnosti Teplárna Loučovice a.s., kde problémy vzniklé na tomto dopravníku zamezily jeho provozu. Jednalo se především o ucpávání lomícího úseku, které zapříčinilo trhání řetězu a deformaci krycího plechu. To bylo zřejmě způsobeno příliš vysokým sklonem dopravníku a také jeho pulsním plněním. Další příčinou bylo také nerovnoměrné nasypávání materiálu převážně na jednu stranu žlabu a tím větší zatížení na jeden z řetězů.

Jako opatření bylo zvoleno řetězové kolo o větším počtu zubů, pro získání nižší dynamické síly a také většího prostoru pro dopravu materiálu. Dále byla navržena menší rozteč hřebel pro rychlejší odběr materiálu z kritických míst, ve snaze tím tak zabránit jeho případnému hromadění. Snížil se také sklon dopravníku a pro snadnější údržbu byla navržena i obslužná lávka. Úseky žlabu byly navrženy tak, aby je bylo možné demontovat a nahradit při prodření dna nebo jiné závadě. Byl navržen zúžený násypný otvor, aby příchozí materiál usměrňoval na střed dopravníku a tím tak zabránil přílišnému zatížení jen jednoho řetězu.

Byla taky provedena kontrola na průchod zrna. Stejně jako zjištění vnějšího a vnitřního tření materiálu byla i tato kontrola problematická skrze různorodost dopravovaného materiálu. Byla tedy obvykle volena méně příznivá varianta. Vnější tření bylo zvoleno na základě měření dřevní štěpky ve vědecko-výzkumných laboratořích CPIT.

## **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat vedoucímu své diplomové práce, panu doc. Ing. Leopoldovi Hrabovskému, Ph.D., za trpělivost a ochotu při zpracovávání této práce.

## 4. Literatura

- [1] Dřevo – koryta. *Dřevní štěpka* [online]. [cit. 2016-11-19]. Dostupné z: <http://www.drevoko.cz/nase-produkty/drevni-stepka/>
- [2] PEGE. *Wood transport to the container* [online]. [cit. 2016-11-19]. Dostupné z: <http://live.pege.org/2005-wood/transport.htm>
- [3] Knock on Wood. *Pulp mills* [online]. [cit. 2016-11-19]. Dostupné z: <http://www.toucherdubois.ca/tdb/item.php?theme=24&item=4906&lang=en>
- [4] Group ocean. *Transportation of woodchips and sawdust* [online] [cit. 2016-11-19]. Dostupné z: <https://www.groupocean.com/en/achievements/view/49>
- [5] Nancy Pierce photo. [online] [cit. 2016-11-19]. Dostupné z: <http://nancypiercephoto.photoshelter.com/image/I0000U5C9oJ.stPw>
- [6] TMT. *Linka na dopravu dřevní štěpky* [online] [cit. 2016-11-21]. Dostupné z <http://www.tmt.cz/cz/linka-na-dopravu-drevni-stepky>
- [7] DUNLOP conveyor belting. *Wood, paper and pulp* [online] [cit. 2016-11-25]. Dostupné z <http://www.dunlopconveyorbelting.com/your-industry/wood-paper-and-pulp/>
- [8] KONEX. *Podvěsný dopravník UNICON-U* [online] [cit. 2016-11-25]. Dostupné z <http://konex.nimmrichter.cz/dopravniky-unicon-u.php>
- [9] schenckprocess. *TEDO hadicový dopravník* [online] [cit. 2016-11-25]. Dostupné z <http://www.schenckprocess.cz/tedo-hadicovy-dopravnik/>
- [10] KÜHNE. *Redler conveyors / through chain conveyors* [online] [cit. 2016-11-25]. Dostupné z <http://www.kuehne.com/en/products/chain-conveyors/redler-conveyors-trough-chain-conveyors.html>
- [11] Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: *Dopravní a manipulační zařízení I.*, Ostrava 2001, ISBN 80-248-0043-8, 36 s.
- [12] Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: *Dopravní a manipulační zařízení I.*, Ostrava 2001, ISBN 80-248-0043-8, 30 s.
- [13] Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: *Dopravní a manipulační zařízení I.*, Ostrava 2001, ISBN 80-248-0043-8, 55 s.

- [14] Polák, Jaromír, Aleš Slíva a Jiří Pavliska. *Dopravní a manipulační zařízení II*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X, 41 s.
- [15] Řetězy Vamberk. *Katalog* [online] [cit. 2016-11-25]. Dostupné z <http://www.retezy-vam.com/images/PDF/Katalog.pdf>, 195 s.
- [16] Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: *Dopravní a manipulační zařízení I.*, Ostrava 2001, ISBN 80-248-0043-8, 61 s.
- [17] SEW EURODRIVE. *Addendum to the Catalog* [online] [cit. 2016-12-20]. Dostupné z <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/21259399.pdf>, 15 s.
- [18] SEW EURODRIVE. *Konfigurátor výrobku* [online] [cit. 2016-12-28]. Dostupné z [https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs\\_CZ&country=CZ](https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs_CZ&country=CZ)
- [19] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. ISBN 80-7361-011-6. 467 s.
- [20] E-konstruktor. *Hodnoty mezí pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel* [online] [cit. 2016-12-20]. Dostupné z <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezipevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [21] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. ISBN 80-7361-011-6. 358 s.
- [22] PEŠAT, Zdeněk. *Manipulace s materiálem v hutích*. Část 1. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1992. ISBN 80-7078-107-6. 67 s.
- [23] SKF. *Základní trvanlivost* [online] [cit. 2017-11-05]. Dostupné z <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selecting-bearing-size/using-life-equations/basic-rating-life/index.html>
- [24] SKF. *Y-bearing take-up units* [online] [cit. 2017-11-05]. Dostupné z <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-take-up-units/y-bearing-take-up-units/index.html?designation=TUJ%2060%20TF>

[25] SKF. *Y-bearing square flanged units* [online] [cit. 2017-11-05]. Dostupné z <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-flanged-units/y-brg-square-flanged-units/index.html?designation=FYJ%2090%20TF>

## **5. Seznam příloh**

DP\_ŘD\_01 Sestavný výkres řetězového dopravníku

DP\_ŘD\_01\_01 Poháněcí stanice

DP\_ŘD\_01\_02 Vratná stanice